

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Bodový tah 1000 kg

Spot Pull 1000 kg

Student:

Tomáš Bora

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Tomáš Bora**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem
Téma: **Bodový tah 1000 kg**
Spot Pull: 1000 kg

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh bodového tahu o nosnosti 1000 kg. Bodový tah se skládá z rámu, lanového bubnu, elektromotoru, převodovky, snímačů a příslušenství. Lano bodového tahu při navíjení/odvíjení nemění svou trajektorii a je zakončené hákem s tzv. „hruškou“. Bodový tah je vybaven zařízením, které vyhodnocuje přetížení.

Při navrhování zařízení se držte norem ČSN 918112 – Jevištní technologická zařízení – Bezpečnostní požadavky, DIN 96950 - Entertainment technology - Machinery installations - Safety requirements and inspections, BGV C1 - BG-Regulation for Staging and Production - Facilities for the Entertainment Industry, ČSN EN ISO 13849, Směrnice EU 2006/42/ES.

Technické parametry:

Nosnost: 1000 kg

Zdvih: 19 m

Rychlost: max 0,25 m/s

Zpracujte:

1. Projekční návrh bodového tahu
2. Celkový sestavný výkres bodového tahu
3. Detailní výkresy řešení neměnné trajektorie lanového výstupu
4. Systém vyhodnocování přetížení o malých zástavbových rozměrech
5. Výpočet pohonu tj. motoru, převodovky a brzd
6. Další potřebné technologické a pevnostní výpočty

Seznam doporučené odborné literatury:

Dražan, F., Jeřábek, K.: Manipulace s materiálem. Praha: SNTL. 1974.

Firemní materiály a materiály z odborných publikací.

Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava. 2001.

Fiala, J.: Strojnické tabulky I až III. Praha: SNTL Praha. 1989.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežně prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsme celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2013

.....

Tomáš Bora

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2013

.....

Tomáš Bora

Tomicová 3

716 00 Ostrava

Anotace Bakalářské práce

BORA, T. Bodový tah 1000kg: Bakalářská práce.

Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, institut dopravy, 2013, 57 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Aleš Slíva, Pd.D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem bodového tahu o nosnosti 1000 kg dle zadaných podmínek. Rešerše obsahuje rozdělení divadelní technologie s vybranými zařízeními. Podle zadaných parametrů, a to zdvihem 19 m a rychlostí zdvihu $0,25 \text{ m.s}^{-1}$. V další části je proveden návrh a výpočet konstrukčních částí zařízení. Výkresová dokumentace je zpracována v 3d programu Autodesk Inventor 2012. Konstrukční a pevnostní výpočty jsou zpracovány dle uvedené literatury.

Annotation of Bachelor thesis

BORA, T. Spot Pull 1000 kg: Bachelor thesis.

Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2013, 57 p. Thesis head: doc. Ing. Aleš Slíva, Pd.D.

This thesis deals with the structural design spot pull capacity of 1000 kg according to specified conditions. Background research include a breakdown of theater technology with selected devices. According to the given parameters, and to lift 19 meeters and lifting speed of 0.25 ms^{-1} . In the next part the design and calculation of structural parts. The drawings are drawn in 3D with Autodesk Inventor 2012. Design and stress calculations are processed according to the literature.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Aleši Slívovi, Ph.D. za poskytnutí odborných rad, věcné připomínky, ochotu a vstřícný přístup během zpracování této práce.

Mé poděkování patří také společnosti OCHI Inženýring s.r.o., za možnost spolupráce, a poskytnutí všech potřebných informací.

Velké poděkování náleží celé mé rodině a přátelům za podporu, trpělivost a povzbuzování po dobu mého studia.

Obsah

1	Úvod.....	13
2	Rešerše	14
2.1	Divadelní technologie.....	14
2.2	Dolní scéna	15
2.2.1	Jevištní stoly	15
2.2.2	Točna.....	16
2.3	Horní scéna.....	17
2.3.1	Dekorační tah	17
2.3.2	Bodový tah	18
3	Konstrukční součásti bodového tahu	19
3.1	Elektromotoru.....	20
3.2	Převodovky.....	21
3.3	Brzdy	22
3.4	Lanového bubnu	24
3.5	Rámu	25
3.6	Pojízdné části.....	26
3.7	Ramene bodového tahu	28
3.8	Bezpečnostních prvku	29
4	Výpočty.....	32
4.1	Návrh a výpočet lana dle [14]	32
4.1.1	Účinnost kladkostroje:	32
4.1.2	Maximální zatížení lana:	33
4.1.3	Minimální únosnost lana:	33
4.1.4	Kontrola lana na únosnost:	34
4.1.5	Výpočet hmotnosti lana:	34
4.2	Výpočet lanové kladky	34
4.2.1	Základní průměr D [15]:	34
4.2.2	Jmenovitý průměr kladky:	35
4.2.3	Výpočet otáček lanové kladky:	35
4.2.4	Výpočet lanového bubnu [15]:	35
4.2.5	Výpočet otáček lanového bubnu:	36
4.2.6	Počet závitů lana a délka bubnu:	36
4.3	Výpočet řetězového převodu [7]	37

4.3.1	Volba počtu zubů řetězových kol.....	37
4.3.2	Skutečný převodový poměr:	37
4.3.3	Výpočet roztečných průměrů řetězových kol	38
4.3.4	Pevnostní kontrola řetězu	39
4.3.5	Kontrola proti přetržení řetězu	39
4.3.6	Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu.....	41
4.3.7	Stanovení počtu článků a délky řetězu.....	43
4.3.8	Skutečná osová vzdálenost převodu:	43
4.4	Návrh a kontrola části závěsu " hrušky "	44
4.4.1	Návrh a výpočet osy závěsu " hrušky "	44
4.4.2	Výpočet průměru osy závěsu " hrušky " d_c [mm]:.....	45
4.4.3	Kontrola osy na ohyb:	46
4.4.4	Kontrola osy na otláčení:	46
4.5	Návrh a kontrola ložisek.....	46
4.5.1	Návrh a kontrola ložisek na ose svodové kladky	46
4.5.2	Statická kontrola:	47
4.5.3	Výpočet životnosti ložiska svodové kladky	47
4.5.4	Návrh a kontrola ložiska na ose bubnu	48
4.5.5	Statická kontrola:	48
4.5.6	Výpočet životnosti ložiska svodové kladky	49
4.6	Kontrola pera	50
4.6.1	Kontrola boků pera na otláčení	50
4.6.2	Kontrola pera na stříh:.....	51
4.7	Výpočet motoru	52
4.7.1	Výpočet výkonu motoru:.....	52
4.7.2	Výpočet skutečného výkonu motoru:	52
4.8	Výpočet převodovky	52
4.8.1	Výstupní otáčky převodovky:	52
4.8.2	Výstupní moment převodovky:.....	53
5	Závěr	54
6	Použitá literatura:	55
7	Seznam příloh	57

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Název značky	Jednotka
A	osová vzdálenost převodu	[mm]
A_{SK}	skutečná osová vzdálenost převodu	[mm]
C_{01}	statická únosnost ložiska	[N]
C_{02}	statická únosnost ložiska	[N]
C_1	dynamická únosnost ložiska	[N]
C_2	dynamická únosnost ložiska	[N]
D	základní průměr kladky	[mm]
D_1	průměr hnacího řetězového kola	[mm]
D_2	průměr hnacího řetězového kola	[mm]
D_b	průměr lanového bubnu	[mm]
D_b	jmenovitý průměr bubnu	[mm]
D_k	jmenovitý průměr kladky	[mm]
F	maximální zatížení lana	[N]
F_0	minimální únosnost	[N]
F_{0r}	obvodová síla	[N]
F_1	tahová síla v řetězu	[N]
F_C	odstředivá síla	[N]
F_{l2}	síla působící na ložisko	[N]
F_{l2}	síla působící na jedno ložisko	[N]
F_m	tíhová síla	[N]
F_{Pt}	síla potřebná pro přetržení řetězu	[N]
F_S	Střížná síla	[N]
F_u	minimální pevnost lana	[N]
F_Z	zatěžující síla	[N]
G	vlastní hmotnost částí zvedaných současně s břemenem	[kg]
L	délka řetězu	[m]
L_{101}	trvanlivost ložiska v milionech otáček	[mil.ot]
L_{102}	trvanlivost ložiska v milionech otáček	[mil.ot]
L_{10h1}	trvanlivost v provozních hodinách	[h]
L_{10h2}	trvanlivost v provozních hodinách	[h]
M_{o1}	maximální ohybový moment	[Nm]
P_1	přenášený výkon	[W]

P_{skut}	skutečný výkon motor	[W]
P_{teor}	teoretický potřebný výkon motoru	[W]
Q	hmotnost normového břemena	[kg]
Re_{min}	mez skluzu	[MPa]
Rm_{min}	mez pevnosti	[MPa]
T_2	točivý moment převodovky	[Nm]
W_{01}	modul průřezu v ohybu	[m ³]
X	Počet článků řetězu	[-]
Y	činitel rázů	[-]
n	počet nosných průřezů lana	[-]
b_2	šířka pouzdra řetězu	[mm]
d	jmenovitý průměr lana	[mm]
d_3	průměr čepu řetězu	[mm]
d_{ξ}	průměru osy závěsu " hrušky "	[mm]
d_o	průměr výstupní hřídele převodovky	[m]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
h	zadaná výška zdvihu	[mm]
h_r	průhyb řetězu	[m]
i	převodový poměr	[-]
i_{kl}	lanový převod	[-]
k_D	součinitel dynamické bezpečnosti	[-]
k_S	součinitel statické bezpečnosti	[-]
k_{zk}	koeficient přetížení při zkouškách	[-]
l'_p	předběžná délka pera	[mm]
l_c	celková délka lana	[m]
l_p	délku pera	[mm]
l_z	délka bubnu	[mm]
m_l	hmotnost jednoho metru řetězu	[kg.m ⁻¹]
m_L	hmotnost jednoho metru lana	[kg]
m_{nL}	výpočet hmotnosti lana	[kg]
n_2	požadované výstupní otáčky převodovky	[ot.min ⁻¹]
n_b	otáčky lanového bubnu	ot.min ⁻¹
n_k	otáčky lanové kladky	ot.min ⁻¹
n_m	výstupní otáčky motoru	[ot.min ⁻¹]
p	směrný tlak v kloubu	[MPa]
p_D	dovolený tlak	[MPa]
p_{Dh}	dovolené měrné otlačení pro těsné pero a ocelový náboj	[MPa]

p_v	výpočtový tlak	[MPa]
q	exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem	[-]
s_{0min}	součinitel statické bezpečnosti	[-]
t	rozteč závitu	[mm]
t	hloubka drážky v hřídeli	[m]
t_1	hloubka drážky v náboji	[m]
t_r	rozteč článků řetězu	[mm]
u	převodový poměr	[-]
u_{SK}	skutečný převodový poměr	[-]
v_r	obvodová rychlost	[m.s ⁻¹]
v_z	požadovaná rychlost zdvihu	[m.s ⁻¹]
z	počet větví lanového převodu	[-]
z	počet závitu lana	[-]
z_1	počet zubů hnacího řetězového kola	[-]
z_2	počet zubů hnaného řetězového kola	[-]
z_{MIN}	minimální počet zubů	[-]
α_1	součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu podle ČSN 27 0310, uvedený v normě ČSN 27 1820	[-]
η	účinnost lanového převodu	[-]
η_{kl}	účinnost jednotlivých kladek	[-]
λ	činitel tření	[-]
σ_p	minimální pevnost drátu lana	[MPa]

1 Úvod

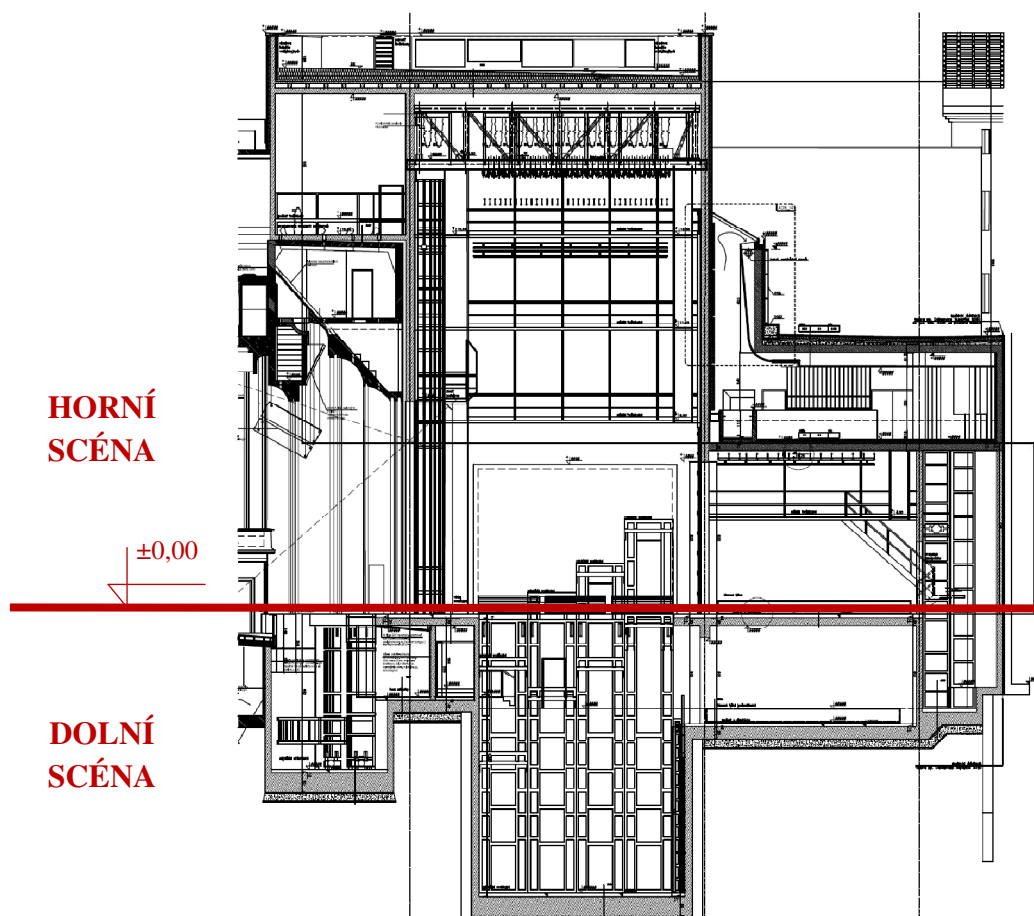
V této bakalářské práci se zabývám konstrukčním návrhem bodového tahu. Součástí je volba a výpočet lana, výpočet lanové klady a lanového bubnu, volba a návrh řetězového převodu, volba pohonu a brzdy.

Cílem práce je navrhnout bodový tah s nosností 1000 kg tak, aby odpovídal požadavkům uvedených v zásadách pro vypracování a zadaným podmínkám. K návrhu jsem použil normy [11], [12] a [13].

2 Rešerše

2.1 Divadelní technologie

Základní rozdělení divadelní technologie je na horní a dolní scénu. Dolní scénou je míněno vše, co se nachází pod jevištní podlahou. Do zařízení spadající do této oblasti patří jevištní stoly, stoly orchestřiště, propadla.



Obr. 1 Podélný řez TEATRU MUZYCZNEGO CAPITOL WE WROCŁAWU

2.2 Dolní scéna

2.2.1 Jevištní stoly

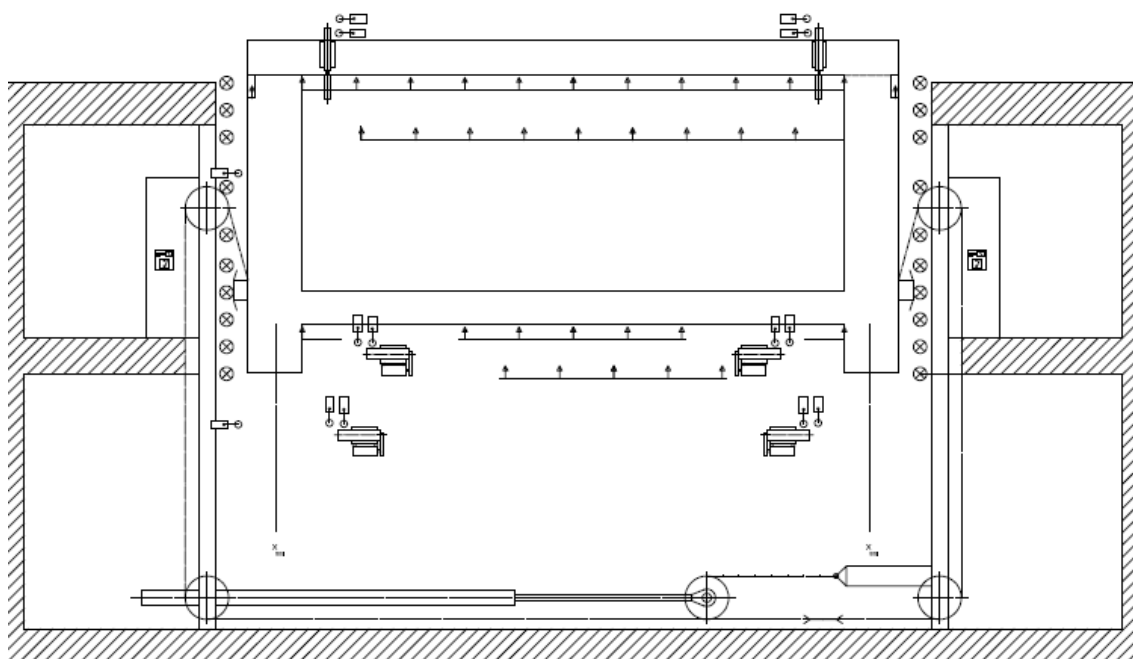
Jevištní stoly se nacházejí v centrální části jeviště, a slouží k spouštění a zvedání břemen, a k výškovému rozčlenění jeviště. Jako pohon lze použít různé typy pohybu. Jedním z nejpoužívanějších je pohyb za pomoci hydrauliky. Dalšími způsoby pohybu jsou za pomoci lan, serapidů, spiralfitů, nůžkového mechanismu nebo kombinace hydrauliky s lanem. Stoly umožňují variabilní a rychlou transformaci celého jeviště v průběhu představení.

Parametry:

Nosnost: 2000 - 8000 kg

Zdvih: až 10 m

Rychlost: 0 až $0,5 \text{ m.s}^{-1}$



Obr. 2 Technologické schéma jevištních stolů

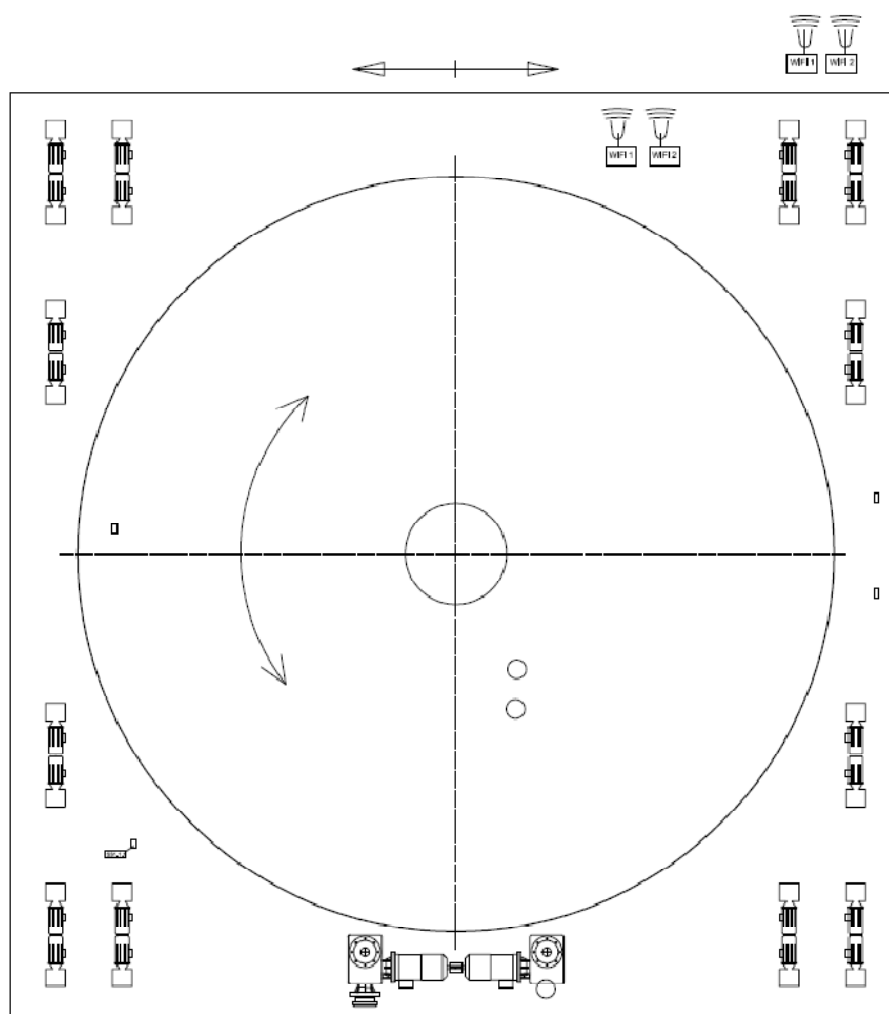
2.2.2 Točna

Točna je scénický prvek, který není součástí scény každého divadla. Nejjednodušším případem umístění točny je přímo v jevištní podlaze. U tohoto případu bohužel ztrácíme možnost použití jevištních stolů. Pokud potřebujeme využívat jevištní stoly v kombinaci s točnou, nabízí se využití kazetové točny. Točna v kazetě je součástí celého systému dolní technologie. Jevištní stoly se zasunou, a na jejich místo přijíždí kazeta s točnou z bočního nebo zadního jeviště.

Parametry:

Nosnost: 2000 - 8000 kg

Rychlost: 0 až $0,5 \text{ m.s}^{-1}$



Obr. 3 Technologické schéma točny

2.3 Horní scéna

2.3.1 Dekorační tah

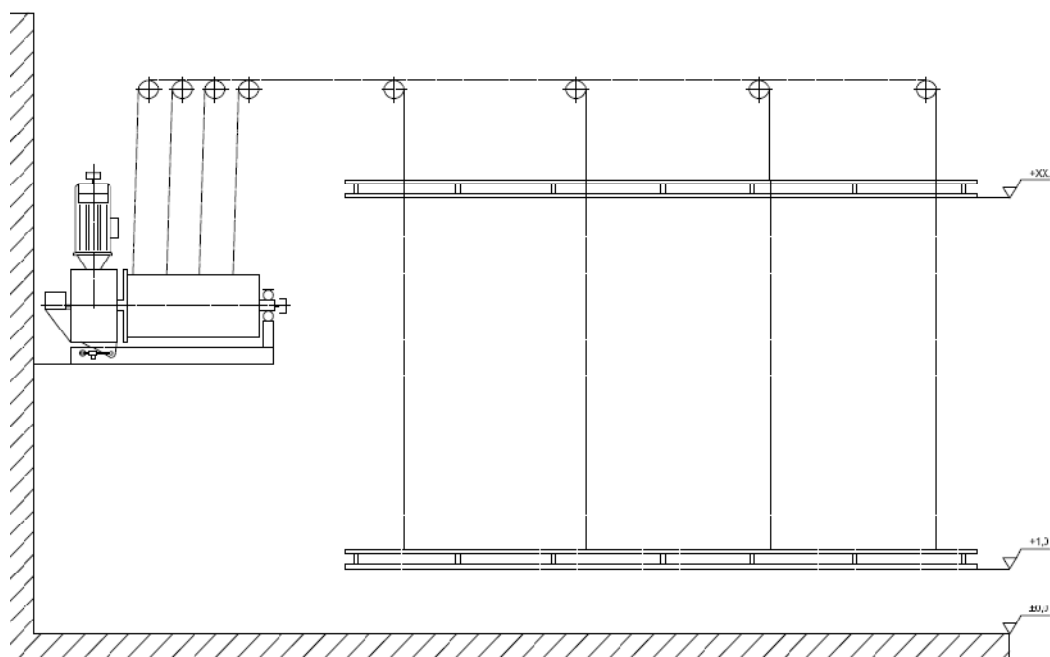
Zařízení slouží k manipulaci se zavěšeným břemenem (spouštění a zvedání), které je zavěšeno na tahovou tyč. Všechny tahové tyče se nacházejí v prostoru jeviště, a jsou zavěšeny z provaziště. Tyče visí nejčastěji na třech nebo čtyřech lanech, které jsou svedeny z provaziště pomocí svodových kladek. Tahy dělíme na ruční a motorické.

Parametry:

Nosnost: 0 - 500 kg

Zdvih: dle požadavků

Rychlost: 0 až $1,5 \text{ m.s}^{-1}$



Obr. 4 Technologické schéma dekoračního tahu

2.3.2 Bodový tah

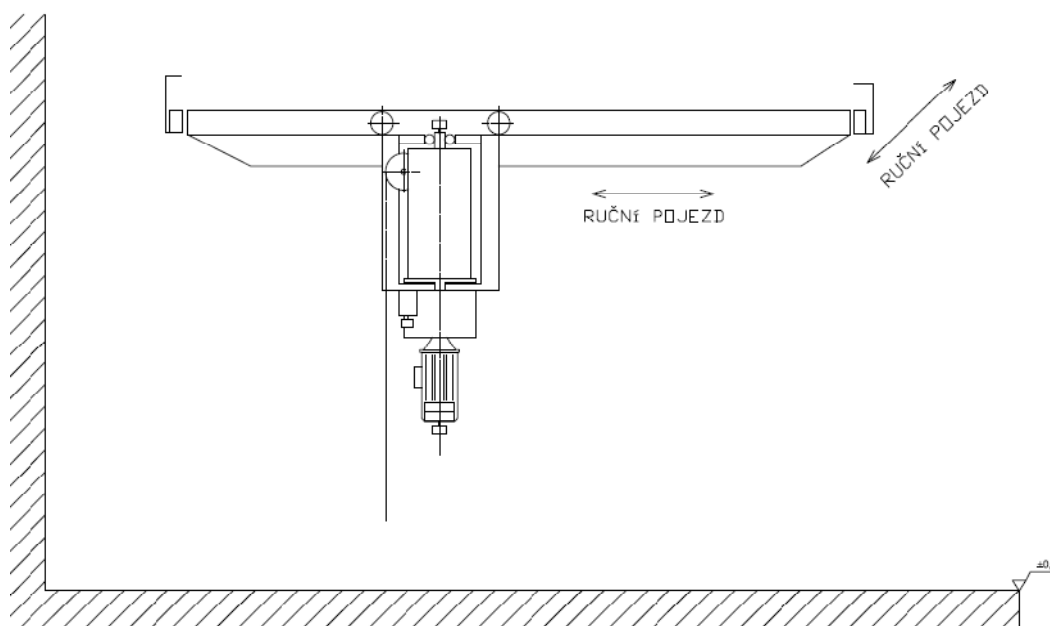
Zařízení slouží k manipulaci se zavěšeným břemenem (spouštění a zvedání), které je zavěšeno na bodovém závěsu tzv. "hrušce". Nezatížený a vypnutý bodový tah je možné ručně posouvat po ramenech a dráhách v podélném a příčném směru. Funkční pozice bodového tahu je vymezena aretačním rastrem.

Parametry:

Nosnost: 0 - 1500 kg

Zdvih: dle požadavků

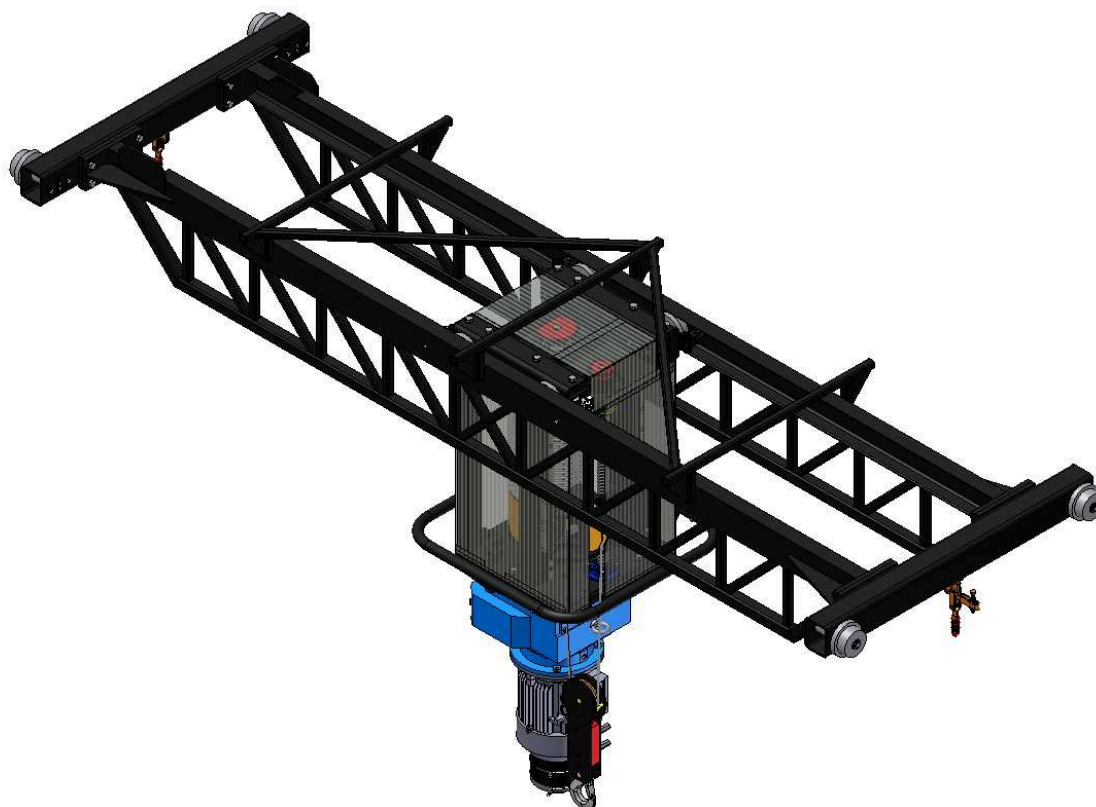
Rychlost: 0 až $1,5 \text{ m.s}^{-1}$



Obr. 5 Technologické schéma bodového tahu

3 Konstrukční součásti bodového tahu

Bodový tah je navrhován, vyroben, zkoušen a provozován podle českých a evropských norem, vyhlášek, předpisů, a splňuje bezpečnostní požadavky normy ČSN 91 8112 a DIN 56950. Mezi hlavní požadavky, které musí zařízení splňovat, patří tichý, spolehlivý a bezpečný provoz.

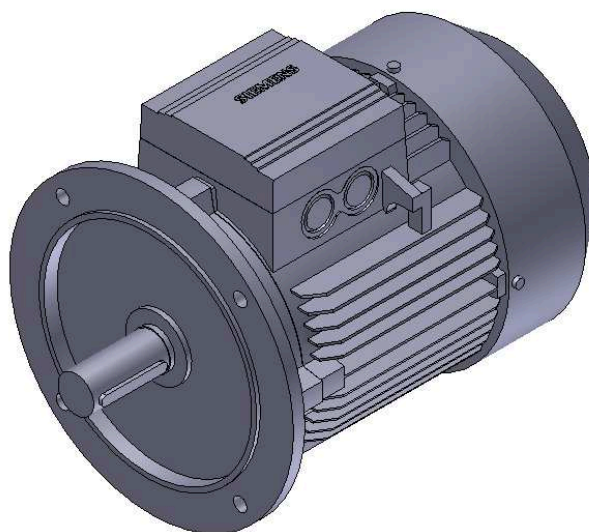


Obr. 6 Bodový tah 1000kg

Bodový tah se skládá z:

3.1 Elektromotoru

- nejpoužívanějším je 4 nebo 6-ti pólový trojfázový asynchronní elektromotor. Po výpočtu potřebného výkonu jsem zvolil 4-pólový motor SIEMENS 1LA9113-4KA61-Z A11. Motor určený pro bodový tah bude osazen dvojitou tichou divadelní brzdou EMA ELFA. Brzda je namontována přímo za motorem. Pro zajištění vyšší bezpečnosti jsou na konci brzdy dodělané závitové otvory pro umístění IRC snímače.



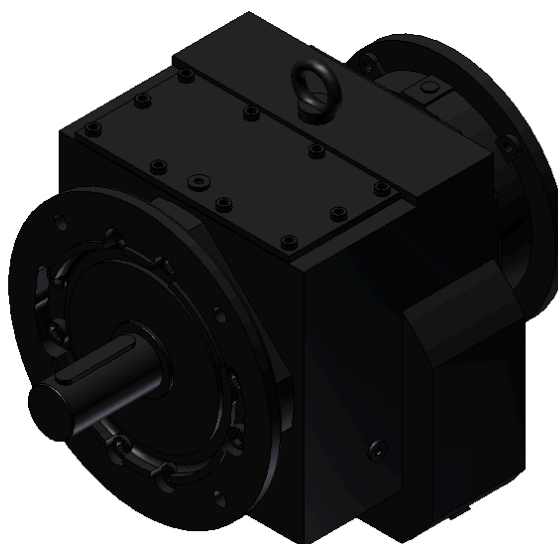
Obr. 7 Elektromotor SIEMENS 1LA9113-4KA61-Z A11 [1]

Tab. 1 Parametry elektromotoru

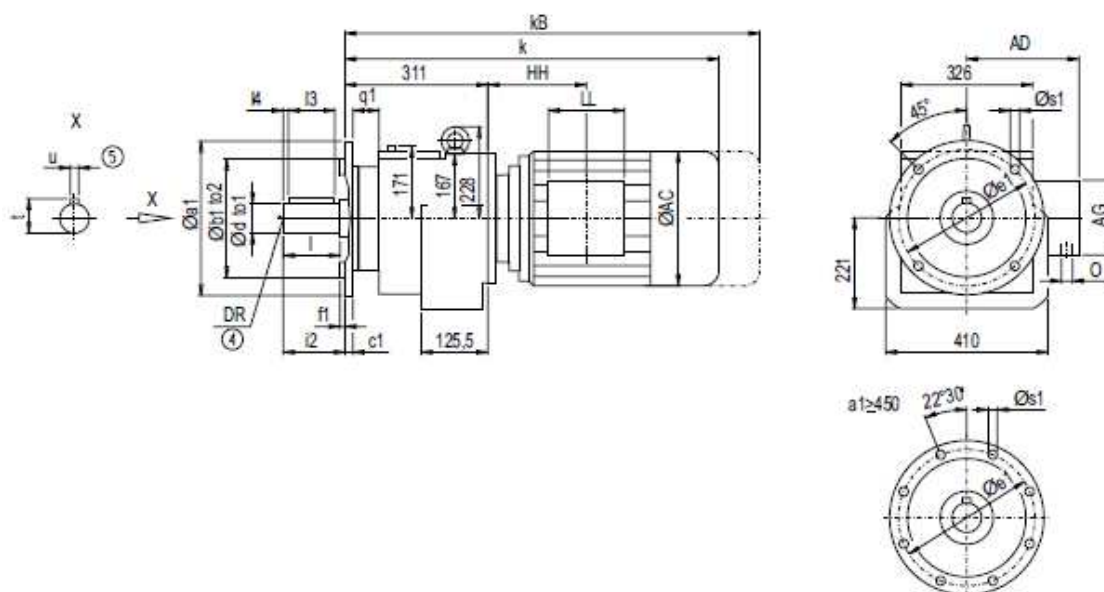
Název	Značka [jednotka]	Hodnota
Jmenovitý výkon	P [kW]	5,5
Velikost	-	112 M
Otáčky	$n_m[\text{min}^{-1}]$	1440
Účinnost	$\eta [\%]$	82,0
Jmen.proud při 400 V	I [A]	12,1
Jmenovitý moment	$T_m [\text{Nm}]$	36
Moment setrvačnosti	J [kg.m^2]	0,014
Počet pólů	-	4
Hmotnost	m [kg]	37
Objednací číslo	-	1LA9113-4KA61-ZA11

3.2 Převodovky

- nejčastěji se jedná o převodovku s kuželovým nebo čelním ozubením. Z důvodu omezeného prostoru jsem zvolil čelní axiální převodovku FLENDER v přírubovém provedení. Pro zajištění zadaných parametrů tahu jsem vybral převodovku FLENDER ZF108-K4-113. V kombinaci s elektromotorem Siemens je dodáván jako SIEMENS MOTOX.



Obr. 8 Převodovka FLENDER ZF108-K4-113 [1]



Obr. 9 Rozměry převodovky FLENDER ZF108-K4-113 [1]

Tab. 2 Parametry převodovky

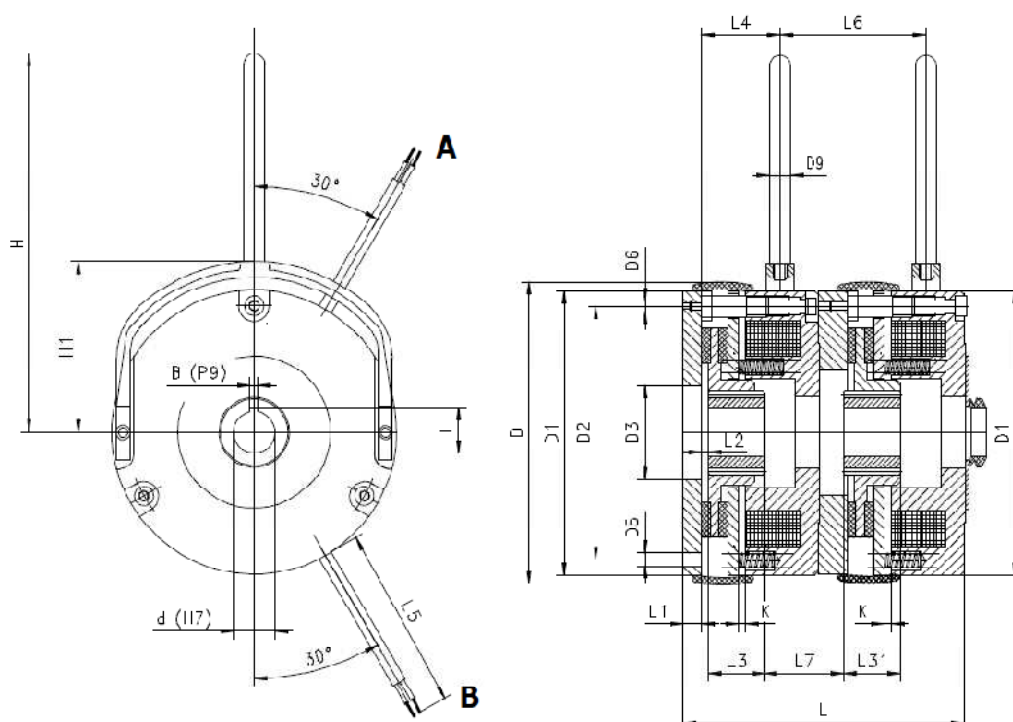
	Rozměry [mm]		Rozměry [mm]
a1	350	k	700,5
b1	250	kB	781,5
to2	h6	AC	219
c1	18	AD	181
e1	300	AG	120
f1	5	LL	120
q1	41	HH	147,5
s1	17,5	O	2xM32x1,5
d	60		
to1	m6	Hmotnost	151 kg
l	120		
l4	10		
l3	100		
t	64		
u	18		
i2	120		
DR	M20x42		

3.3 Brzdy

- pro zajištění bezpečnosti se používá dvojitá divadelní brzda v tichém provedení. Umístění brzdy je přímo za motorem. Součástí brzdy je snímač stavu, a páky k ručnímu odbrzdění. Brzdný moment, který musí brzda vyvinout se rovná 1,5 násobku nominálního momentu motoru. Motor SIEMENS 1LA9113 má nominální, krouticí moment 36 Nm, proto volím brzdu s brzdným momentem 2 x 60 Nm. Označení dle katalogu EMA ELFA 2HPS14.BT20 2x60Nm.



Obr. 10 Brzda EMA ELFA 2HPS14.BT20 2x60Nm [2]



Obr. 11 Rozměry brzdy EMA ELFA 2HPS14.BT20 2x60Nm [2]

Tab. 3 Parametry brzdy

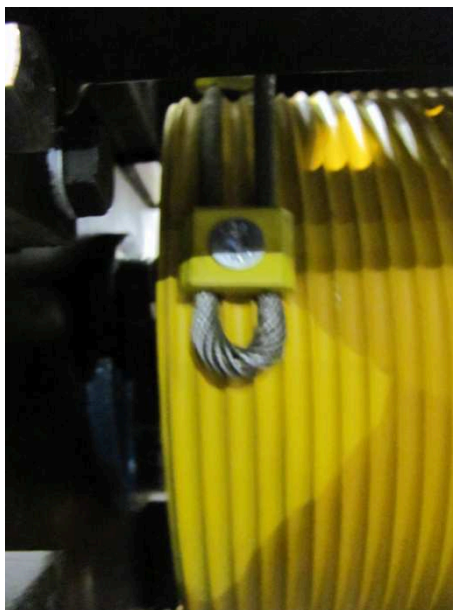
	Rozměry [mm]		Rozměry [mm]
D	169	L	156
D1	162	L1	11
D2	145	L2	3
D3	55	L3	30
D4	27	L31	42
D5	8,4x3	L4	40
D6	M8x3	L5	450
D7	90	L6	80
D8	124	L7	37
D9	12	K	0,3
d	25	H	191
d max	35	H1	102
d*max	-	T	28,3
B	8		

3.4 Lanového bubnu

- buben s levotočivou drážkou dle ČSN 27 1820. Levotočivý buben jsem zvolil z důvodu použití pravotočivého lana. Lano u veškerých divadelních zařízení se nesmí navíjet ve více vrstvách. Bubny pro jednovrstvé navíjení lana musí mít na povrchu lanovou drážku ve tvaru šroubovice. Délka navíjecího bubnu musí být taková, aby v nejnižší možné poloze zdvihacího mechanismu zůstaly navinuty 2 volné závity lana, přičemž se nezapočítávají závity, které jsou pod upínacím prvkem. Upevnění lana k bubnu musí být provedeno nejméně dvěma přitlačnými příložkami nebo klínem. Pro vyšší bezpečnost jsem použil tři přitlačné příložky zajištěné šroubem. Důležitým faktorem správné funkčnosti navíjení je dodržet odklon osy lana od osy drážky bubnu, který nesmí být větší než 4° . Pokud není tento faktor dodržen, hrozí poškození jak lana, tak navíjecího bubnu. Hrozí také možnost přeskočení nebo zadrhnutí lana, což je nežádoucí.



Obr. 12 Lanový buben



Obr. 13 Uchycení lana k bubnu

3.5 Rámu

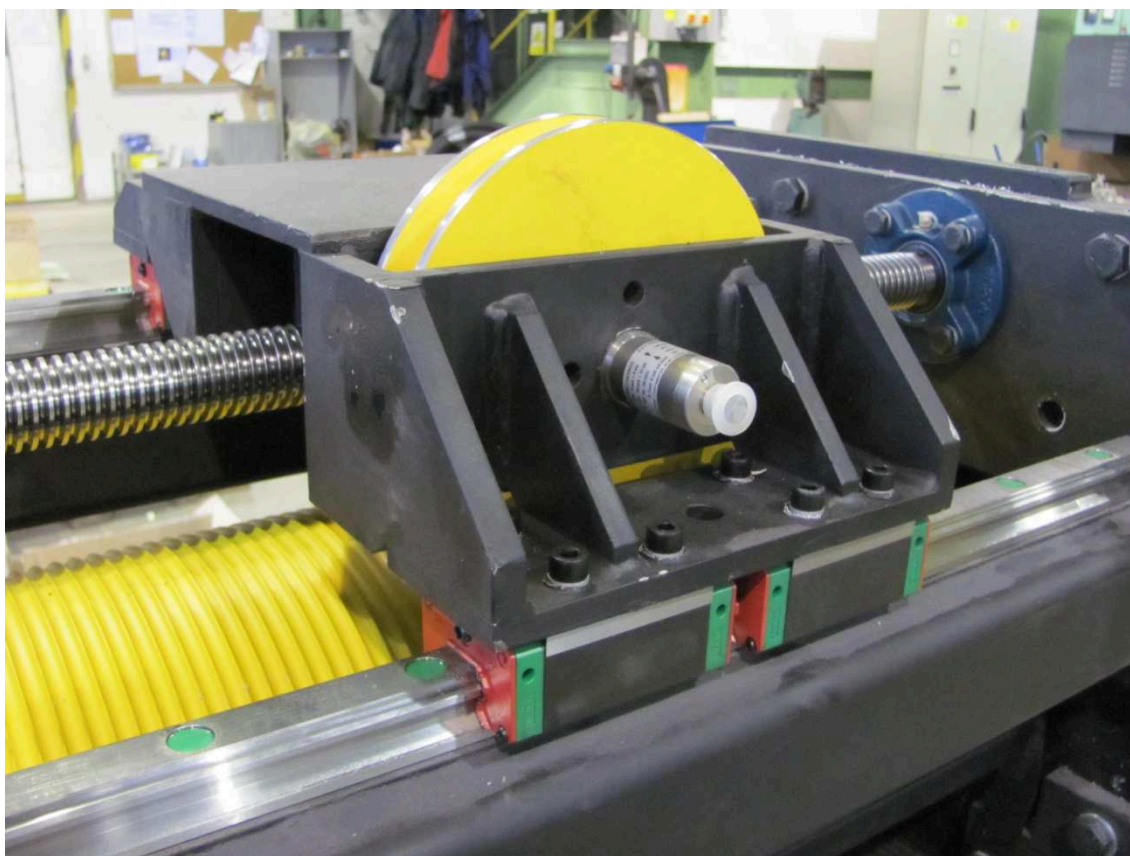
- ocelový rám je základní částí zařízení, je tvořen vypálenými plechy v kombinaci s čtvercovým uzavřeným profilem. Pro zajištění souososti všech funkčních děr je rám nejprve kompletně svařen, a poté opracován. Po opracování je nutné celý rám natřít, a to černou matnou barvou (RAL 9005 MAT.). K rámu je pomocí příruby namontována převodovka s motorem.



Obr. 14 Rám bodového tahu

3.6 Pojízdné části

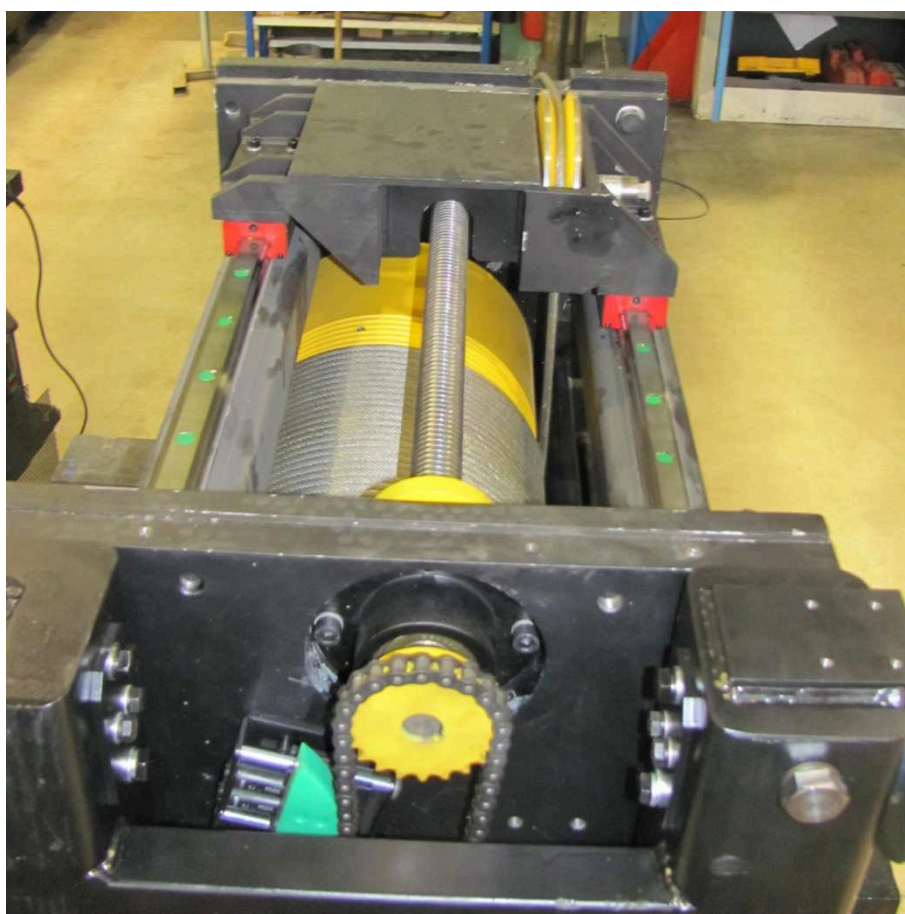
- součástí zařízení je i pojízdná část, která zajišťuje neměnnou trajektorii lanového výstupu. Konec hřídele lanového bubnu je osazen řetězovým kolem, které pomocí řetězu otáčí řetězovým kolem trapézového šroubu. Řetězový převod je vybaven řetězovým napínákem. Z důvodu obousměrného pohybu řetězu jsem musel zvolit napínák, který napíná v obou směrech. Trapézový šroub následně pohybuje vozíkem s kladkou, který jezdí v lineárním vedení. Lanový výstup jde tedy z bubnu na pohyblivou kladku. Tím je dosaženo ideálního náběhu lan a neměnné trajektorie lanového výstupu. Svodová kladka je uložena na tenzometrickém čepu.



Obr. 15 Pojízdná část s tenzometrickým čepem



Obr. 16 Řetězový převod s řetězovým napínákem



Obr. 17 Pojízdná část s navinutým lanem

3.7 Rameno bodového tahu

- rameno je koncipováno jako svařenec opatřený koly s nákolkem pro pohyb v drahách mezi vazníky technologického stropu. Podélné nosníky ramene jsou zhotoveny z U-profilů, které zároveň slouží jako dráha pro samotnou tahovou jednotku. Pokud je lano tahu v horní koncové poloze, je možné Bodový tah ručně posouvat do pozice, ve které zamýšlíme realizovat zdvih. Nejprve je zapotřebí uvolnit aretace na podélných a příčných drahách. Potom musíme ručně vytáhnout konec lana s hákem mezerou v podlaze technologického stropu. Teprve pak je možné bodový tah začít přemísťovat do požadované pozice. Ve chvíli, kdy se bodový tah nachází nad místem zdvihu, obsluha spustí volný konec lana mezerou v technologickém stropu. Pak musí být pozice bodového tahu fixována v podélném a příčném směru pomocí aretačních mechanismů.



Obr. 18 Boční pohled na rameno bodového tahu



Obr. 19 Aretační mechanismus bodového tahu

3.8 Bezpečnostních prvků

- nedílnou součástí všech divadelních zařízení jsou bezpečnostní prvky. Dle zadání jsem musel dodržet úroveň bezpečnosti SIL 3 dle funkční bezpečnosti EN 61508 a EN 61511. Prvním bezpečnostním prvkem je IRC snímač KÜBLER 8.5020.D814.2048, snímač je namontován přímo na motoru. Inkrementální rotační snímač převádí rotační pohyb na elektrický signál, za pomoci kterého vyhodnocuje vzájemnou polohu dvou mechanických celků, úhlové natočení nebo rotační pohyb.



Obr. 20 IRC snímač KÜBLER 8.5020.D814.2048 [3]

Druhým prvkem je ARC snímač SICK AFM60E-BHAA004096, snímač je umístěn na konci trapézového šroubu. Absolutní rotační snímač převádí úhel natočení na digitální informaci o poloze. Za pomoci tohoto snímače hlídáme dolní a horní koncovou polohu závěsu.



Obr. 21 SICK AFM60E-BHAA004096 [4]

Třetím prvkem je vřetenový koncový snímač TER Oscar, který je umístěn na konci trapézového šroubu. Snímač je vhodný ke kontrole a řízení pohybu zařízení. Dokáže měřit úhel otočení nebo počet otáček. Využil jsem jej k detekci zpomalovací a havarijní polohy.

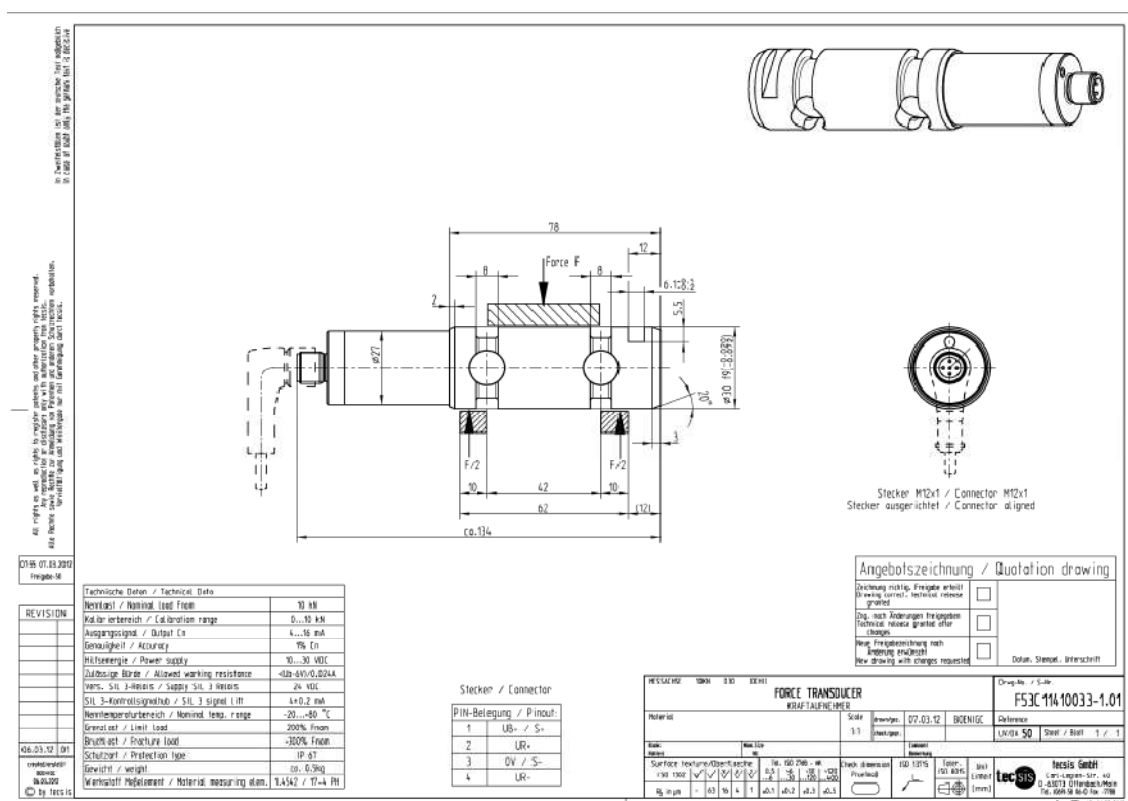


Obr. 22 TER Oscar [5]

Posledním bezpečnostním prvkem je tenzometrický čep TECSIS F53C1 SIL 3. Čep je umístěn ve svodové kladce, odměruje skutečnou hmotnost břemene. Pokud je tah přetížen, řídicí systém vyhodnotí nedovolené zatížení, a zařízení je okamžitě bezpečně zastaveno. Tento prvek se využívá u tahů, u kterých je vyžadovaná vyšší bezpečnost SIL 3 (safety integrity level).



Obr. 23 TECSIS F53C SIL 3 [6]



Obr. 24 Výrobní výkres firmy TECSIS

4 Výpočty

4.1 Návrh a výpočet lana dle [14]

4.1.1 Účinnost kladkostroje:

$$\eta_{kl} = \eta_1 \cdot \frac{1 - \eta_1^i}{n \cdot (1 - \eta_1)}$$

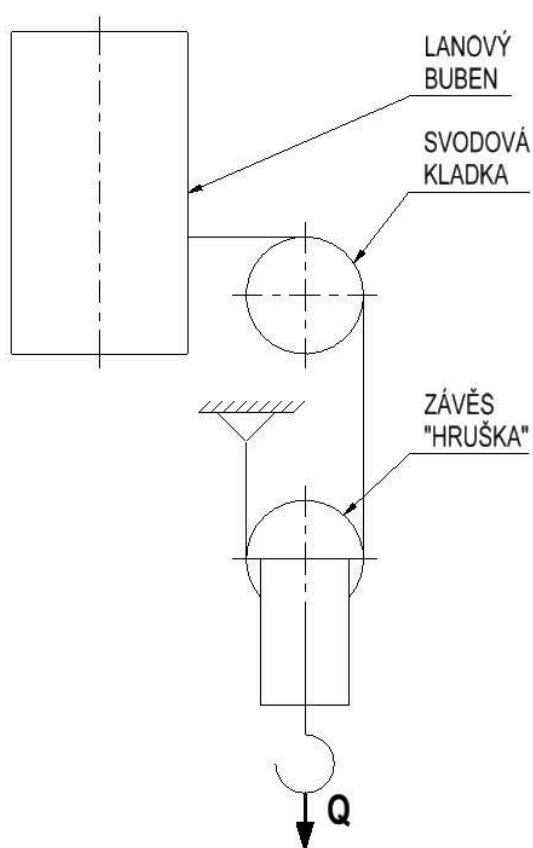
$$\eta_{kl} = 0,98 \cdot \frac{1 - 0,98^2}{2 \cdot (1 - 0,98)}$$

$$\eta_{kl} = 0,97$$

Kde:

n - počet nosných průřezů lana

η_1 - účinnost jednotlivých kladek



Obr. 25 Schéma kladkostroje

4.1.2 Maximální zatížení lana:

$$F = \frac{Q + G}{z \cdot n} \cdot \frac{g}{\eta}$$
$$F = \frac{1000 + 8}{1 \cdot 2} \cdot \frac{9,81}{0,97}$$
$$F = 5097,15 \text{ N}$$

Kde:

Q - hmotnost normového břemena [kg]

G - vlastní hmotnost částí zvedaných současně s břemenem (kladnice, traversa, kleště apod.) [kg]

z - počet větví lanového převodu (prakticky roven počtu navíjených konců lana)

n - počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu

g - tíhové zrychlení [m.s^{-2}]

η - účinnost lanového převodu

4.1.3 Minimální únosnost lana:

$$F_0 = k \cdot F$$
$$F_0 = 10 \cdot 5097,15$$
$$F_0 = 50971,5 \text{ N}$$

Dle normy [12] musí mít ocelové lano minimálně 8násobnou bezpečnost vztaženou na minimální únosnost lana.

Volím lano PFEIFER DRAKO P 502 pr. 8 pevnost drátu 2160 N/mm².

Parametry lana:

F_u - 54800 N

σ_p - 2160 MPa

m_L - 0,28 kg

Kde:

F_u - minimální pevnost lana [N]

σ_p - minimální pevnost drátu lana [MPa]

m_L - hmotnost jednoho metru lana [kg]

4.1.4 Kontrola lana na únosnost:

$$F_0 \leq F_u$$

$$50971,5 < 54800$$

VYHOVUJE

4.1.5 Výpočet hmotnosti lana:

$$m_{nL} = m_L \cdot l_c$$

$$m_{nL} = 0,28 \cdot 42$$

$$m_{nL} = 11,76 \text{ kg}$$

l_c - celková délka lana [m]

4.2 Výpočet lanové kladky

4.2.1 Základní průměr D [15]:

$$D = d \cdot \alpha_1$$

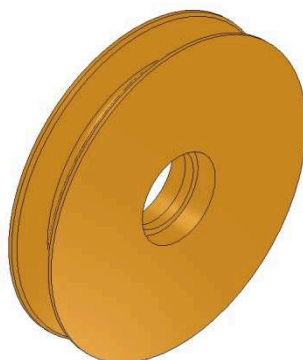
$$D = 8 \cdot 20$$

$$D = 160 \text{ mm}$$

Kde:

d - jmenovitý průměr lana [mm]

α_1 - součinitel závislý na druhu kladky, uvedený v normě [15].



Obr. 26 3d model lanové kladky

4.2.2 Jmenovitý průměr kladky:

$$D_k = D - d$$

$$D_k = 160 - 8$$

$$D_k = 152 \text{ mm}$$

Velikost a tvar drážky v kladce je závislý na průměru lana. V mém případě pro lano pr.8 [mm] je to drážka číslo 4 dle [15].

4.2.3 Výpočet otáček lanové kladky:

$$n_K = \frac{i_{kl} \cdot v_z \cdot 60}{\pi \cdot D}$$

$$n_K = \frac{2 \cdot 0,25 \cdot 60}{\pi \cdot 0,16}$$

$$n_K = 59,68 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde:

i_{kl} - lanový převod

v_z - požadovaná rychlost zdvihu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

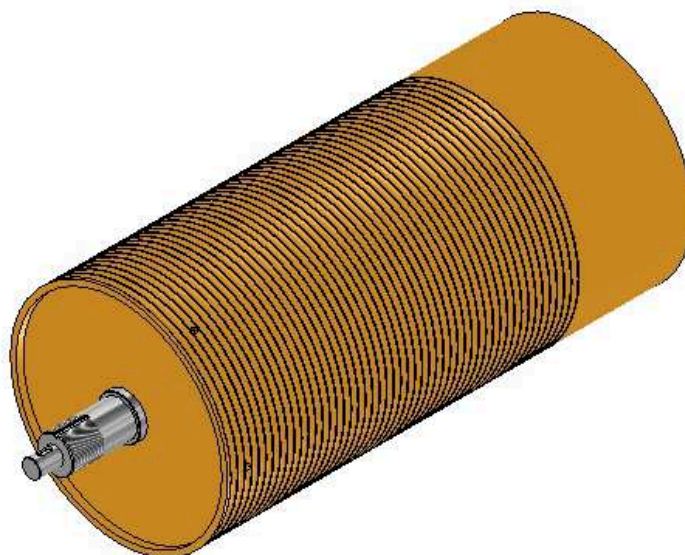
D - průměr lanové kladky [mm]

4.2.4 Výpočet lanového bubnu [15]:

$$D_b \geq \alpha_2 \cdot d$$

$$D_b \geq 18 \cdot 8$$

$$D_b \geq 144 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } 310 \text{ mm}$$



Obr. 27 3d model lanového bubnu

4.2.5 Výpočet otáček lanového bubnu:

$$n_b = \frac{i_{kl} \cdot v_z \cdot 60}{\pi \cdot D_b}$$

$$n_b = \frac{2 \cdot 0,25 \cdot 60}{\pi \cdot 0,31}$$

$$n_b = 30,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

4.2.6 Počet závitů lana a délka bubnu:

$$z = \frac{2 \cdot h}{\pi \cdot D_b} + 2$$

$$z = \frac{2 \cdot 19}{\pi \cdot 0,31} + 2$$

$$z = 43,02 \text{ závitů}$$

Z praxe volím 49 závitů. Z provozních důvodů přidávám 5 závitů. Dva závity pro rezervu, a tři pod přídržku lana.

$$l_z = z \cdot t$$

$$l_z = 49 \cdot 10$$

$$l_z = 490 \text{ mm}$$

Kde:

h - zadaná výška zdvihu [mm]

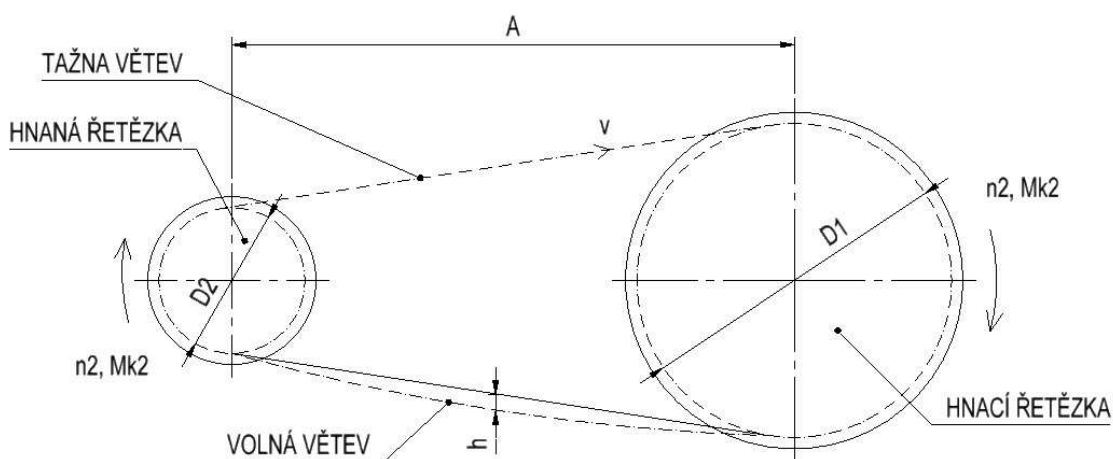
z - počet závitů

t - rozteč závitů [mm] dle ČSN 27 1820

4.3 Výpočet řetězového převodu [7]

4.3.1 Volba počtu zubů řetězových kol

Počet zubů hnacího řetězového kola volím $z_1 = 35$, pro hnané kolo volím $z_2 = 21$.



Obr. 28 Schéma řetězového převodu

4.3.2 Skutečný převodový poměr:

$$u_{SK} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$u_{SK} = \frac{21}{35}$$

$$u_{SK} = 0,6$$

Je nutno najít kombinaci počtu zubů $z_1[-]$ a $z_2[-]$, která splní podmínku:

- a) zadané tolerance převodového poměru:

$$u \cdot \left(1 - \frac{\Delta u}{100}\right) \leq u_{SK} \leq u \cdot \left(1 + \frac{\Delta u}{100}\right)$$

$$0,6 \cdot \left(1 - \frac{5}{100}\right) \leq \frac{21}{35} \leq 0,6 \cdot \left(1 + \frac{5}{100}\right)$$

$$0,57 < 0,6 < 0,63$$

VYHOVUJE

b) minimálního počtu zubů pro zmenšení nerovnoměrnosti chodu převodu

$$z_{MIN} \leq z_1$$

$$17 < 35$$

VYHOVUJE

Minimální počet zubů z_{MIN} dle [7].

4.3.3 Výpočet roztečných průměrů řetězových kol

$$D_1 = \frac{t_r}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}$$

$$D_1 = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{35}}$$

$$D_1 = 141,68 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{t_r}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}$$

$$D_2 = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{21}}$$

$$D_2 = 85,22 \text{ mm}$$

Kde:

t_r - rozteč článků řetězu [mm]

4.3.4 Pevnostní kontrola řetězu

Kontroluji řetěz 08B - 1 ČSN 02 3311.1

4.3.5 Kontrola proti přetržení řetězu

Kontrolu proti přetržení řetězu vyjadřuje podmínka pro součinitele statické bezpečnosti k_S a dynamické bezpečnosti k_D :

$$k_S = \frac{F_{Pt}}{F_1} \geq 7$$

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{F_1 \cdot Y} \geq 5$$

Kde:

F_{Pt} - síla potřebná pro přetržení řetězu [N]

F_1 - tahová síla v řetězu [N]

Y - činitel rázů [-]

Na obr. 29 je zakreslena tahová síla F_1 v tažné větvi, která je v rovnováze se třemi silami:

a) obvodová síla $F_{0ř}$:

$$F_{0ř} = \frac{P_1}{v_r}$$

Kde:

P_1 - přenášený výkon [W]

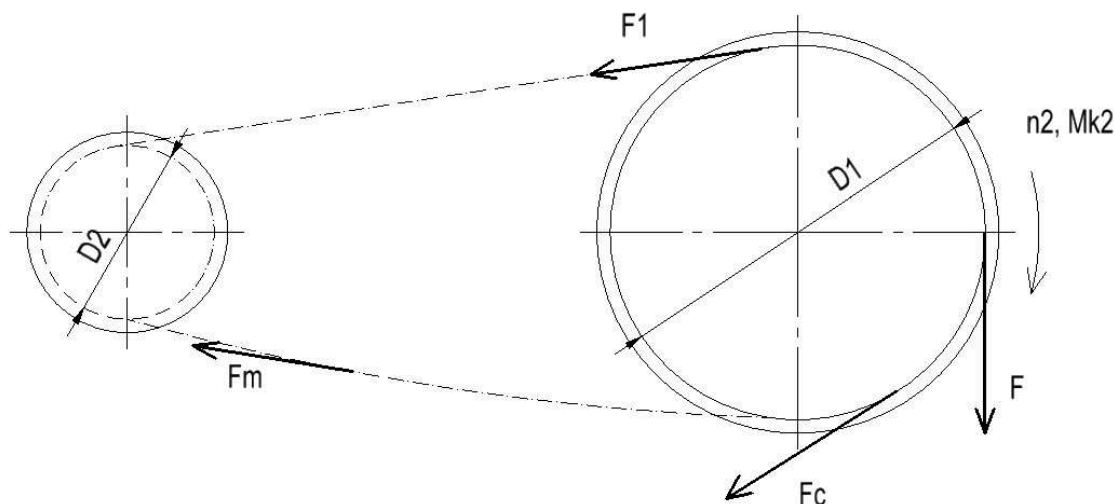
v_r - obvodová rychlost [$m \cdot s^{-1}$]

- obvodovou rychlost v_r :

$$v_r = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60}$$

$$v_r = \frac{\pi \cdot 0,8522 \cdot 53}{60}$$

$$v_r = 2,36 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$



Obr. 29 Tahové síly působící na řetěz

- dosadíme do vzorce ():

$$F_0 = \frac{P_1}{v_r}$$

$$F_0 = \frac{5500}{2,36}$$

$$F_0 = 2330 \text{ N}$$

- b) odstředivá síla F_C :

$$F_C = m_1 \cdot v^2$$

$$F_C = 0,69 \cdot 2,36^2$$

$$F_C = 3,84 \text{ N}$$

Kde:

m_1 - hmotnost jednoho metru řetězu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

- c) tíhová síla F_m :

$$F_m \cong \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot h_r} \cdot g$$

Kde:

A - osová vzdálenost [mm]

h_r - průhyb řetězu [m]

g - tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

- průhyb řetězu h_r :

$$h = 0,01 \cdot A$$

$$h = 0,01 \cdot 0,266$$

$$h = 2,66 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

- dosadíme do vzorce ():

$$F_m \cong \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot h_r} \cdot g$$

$$F_m \cong \frac{0,69 \cdot 0,266^2}{8 \cdot 2,66 \cdot 10^{-3}} \cdot 9,81$$

$$F_m \cong 22,51 \text{ N}$$

Celkový tah v řetězu F_1 :

$$F_1 = F_0 + F_C + F_m$$

$$F_1 = 2330 + 3,84 + 22,51$$

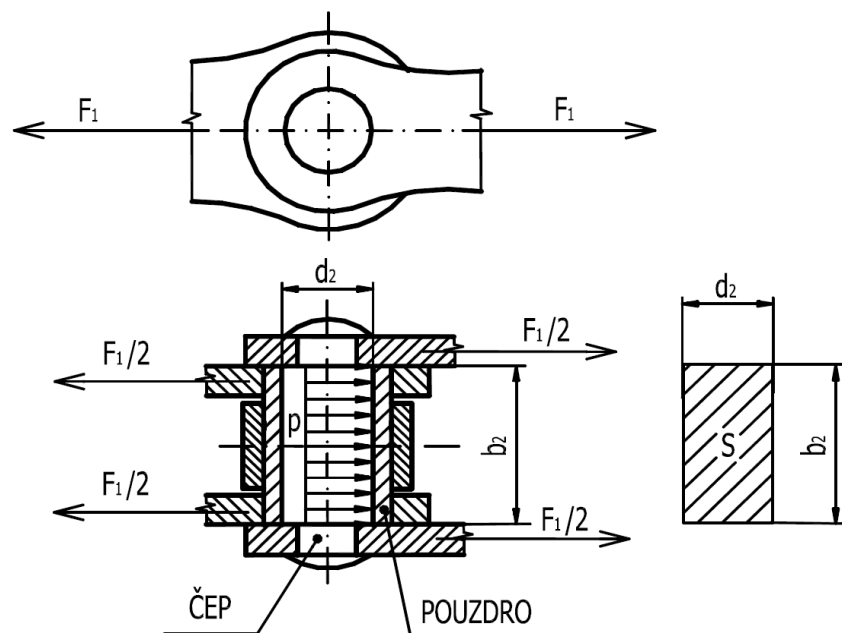
$$F_1 = 2356,35 \text{ N}$$

4.3.6 Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

Tahová síla F_1 [N] v řetězu se přenáší v kloubu přes plochu S [mm], na kterou působí měrný tlak, viz obr. 30. Mezi čepem a pouzdem tak dochází ke tření, opotřebení a prodlužování řetězu.

Podmínka měrného tlaku v kloubu:

$$p_V \leq p_D$$



Obr. 30 Měrný tlak v kloubu pouzdrového řetězu [6]

kde výpočtový tlak p_V [MPa]:

$$p_V = \frac{F_1}{S}$$

$$p_V = \frac{F_1}{d_3 \cdot b_2}$$

$$p_V = \frac{2356,35}{8,51 \cdot 11,3}$$

$$p_V = 24,5 \text{ MPa}$$

Kde:

d_3 - průměr čepu řetězu [mm]

b_2 - šířka pouzdra řetězu [mm]

Dovolený tlak p_D [MPa]:

$$p_D = p \cdot \lambda$$

Kde:

λ - činitel tření [-]

p - směrný tlak v kloubu [MPa]

Činitel tření λ [-] určíme z tab. 4 a směrný tlak v kloubu p [MPa] v závislosti na obvodové rychlosti v [m.s⁻¹] a počtu zubů z_1 určíme z tab. 5.

Tab. 4 Činitel tření λ [-]

A	Převodový poměr u				
	1	2	3	5	7
20 . t	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04
40 . t	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15
80 . t	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32
160 . t	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57

Tab. 5 Směrný tlak v kloubu p [MPa]

v [m.s ⁻¹]	z ₁				
	17	19	21	23	≥25
0,1	31,78	31,98	32,47	32,47	32,86

0,2	30,41	30,41	31,00	31,49	31,89
0,4	28,94	29,33	29,63	29,92	30,51
0,6	27,76	28,15	28,45	29,04	29,72
0,8	26,59	27,08	27,57	27,96	28,55
1,0	25,60	26,39	26,78	27,46	27,96
1,5	24,03	24,62	25,21	25,80	26,19
2,0	22,17	23,35	23,94	24,53	25,11
2,5	20,90	21,88	22,66	23,45	24,13
3,0	20,01	20,90	21,68	22,37	23,05
4,0	18,15	19,13	20,01	20,70	21,32
5,0	16,68	17,85	18,77	19,42	20,11
6,0	15,50	16,58	17,46	18,25	18,93
7,0	14,32	15,60	16,48	17,27	18,05
8,0	(13,24)	14,72	15,60	16,48	17,17
10,0	(11,48)	(13,05)	14,03	14,91	15,60
12,0	(9,91)	(11,67)	(12,85)	13,73	14,42
15,0	(7,85)	(9,99)	(11,18)	(12,16)	12,95
18,0	-	(8,14)	9,52	(10,69)	(11,58)
21,0	-	(6,67)	8,14	(9,42)	(10,30)
24,0	-	(5,00)	6,67	(8,04)	(9,12)

4.3.7 Stanovení počtu článků a délky řetězu

Počet článků řetězu X [-]:

$$X = 2 \cdot \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{A}$$

$$X = 2 \cdot \frac{0,266}{0,0127} + \frac{35 + 21}{2} + \left(\frac{21 - 35}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{0,0127}{0,266}$$

$$X = 70$$

Délka řetězu L [m]:

$$L = X \cdot t$$

$$L = 70 \cdot 0,0127$$

$$L = 0,889 \text{ m}$$

4.3.8 Skutečná osová vzdálenost převodu:

Skutečná osová vzdálenost převodu A_{SK} [m]:

$$A_{SK} = \frac{t}{8} \cdot \left[2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right]$$

$$A_{SK} = \frac{0,0127}{8} \cdot \left[2 \cdot 70 - 35 - 21 + \sqrt{(2 \cdot 70 - 35 - 21)^2 - 0,8123 \cdot (21 - 35)^2} \right]$$

$$A_{SK} = 0,2651 \text{ m}$$

Kde součinitel F [-] určíme dle tab. 6.

Tab. 6 Hodnoty součinitele F [-]

$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F
12	0,8106	2,9	0,8116	1,37	0,8215	1,19	0,8310
11	0,8106	2,8	0,8118	1,36	0,8219	1,18	0,8318
10	0,8107	2,7	0,8119	1,35	0,8222	1,17	0,8326
9	0,8107	2,6	0,8121	1,34	0,8226	1,16	0,8336
8	0,8107	2,5	0,8123	1,33	0,823	1,15	0,8346
7	0,8108	2,4	0,8125	1,32	0,8234	1,14	0,8358
6	0,8108	2,3	0,8127	1,31	0,8238	1,13	0,8372
5	0,8109	2,2	0,8130	1,30	0,8243	1,12	0,8387
4,8	0,8109	2,1	0,8134	1,29	0,8248	1,11	0,8405
4,6	0,8109	2	0,8138	1,28	0,8253	1,1	0,8425
4,4	0,8110	1,9	0,8143	1,27	0,8258	1,09	0,8448
4,2	0,8110	1,8	0,8150	1,26	0,8264	1,08	0,8474
4	0,8110	1,7	0,8158	1,25	0,827	1,07	0,8503
3,8	0,8111	1,6	0,8170	1,24	0,8276	1,06	0,8537
3,6	0,8112	1,5	0,8185	1,23	0,8282	1,058	0,8544
3,4	0,8113	1,4	0,8207	1,22	0,8289	1,056	0,8551
3,2	0,8114	1,39	0,8209	1,21	0,8295	1,054	0,8559
3	0,8115	1,38	0,8212	1,20	0,8302	1,052	0,8567

4.4 Návrh a kontrola části závěsu " hrušky "

4.4.1 Návrh a výpočet osy závěsu " hrušky "

Osa je uchycena symetricky mezi dvěma bočnicemi. Osa je osazena otáčející kladkou s jedním valivým ložiskem viz. obr. 31.

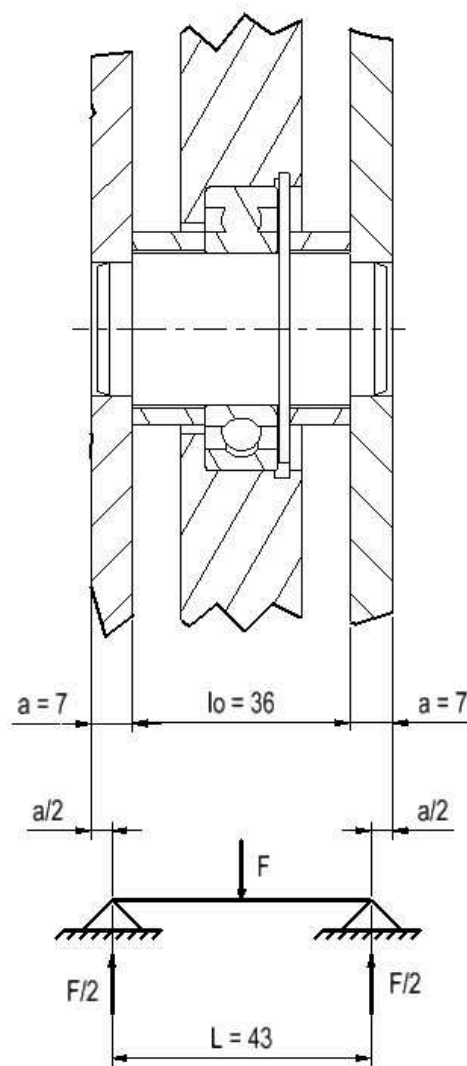
Volím materiál osy 11 500.

Mechanické vlastnosti dle [8]: $R_{e_{\min}} = 245 \text{ MPa}$

$$R_{m_{\min}} = 470 \text{ MPa}$$

Dle [9] pro materiál 11 500 $\sigma_{D01} = (70 \div 105) \text{ MPa}$

Volím $\sigma_{D01} = 90 \text{ MPa}$



Obr. 31 Osa závěsu " hrušky "

4.4.2 Výpočet průměru osy závěsu " hrušky " d_{ξ} [mm]:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} \leq \sigma_{D01}$$

$$\sigma_{o1} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \frac{L}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\xi}^3} \leq \sigma_{D01}$$

$$\sigma_{o1} = \frac{8 \cdot F \cdot L}{\pi \cdot d_{\xi}^3} \leq \sigma_{Do1}$$

$$d_{\xi} \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F \cdot (a + l_0)}{\pi \cdot \sigma_{Do1}}}$$

$$d_{\xi} \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 9927,7 \cdot (7 + 36)}{\pi \cdot 90}}$$

$$d_{\xi} \geq 22,9 \text{ mm}$$

Volím průměr osy závěsu " hrušky " $d_{\xi} = 25 \text{ mm}$.

4.4.3 Kontrola osy na ohyb:

Ze vztahu () je patrné, že kontrola osy na ohyb bude vyhovovat. Důvodem je odvození průměru osy závěsu " hrušky " z ohybu, a jeho následného předimenzování.

4.4.4 Kontrola osy na otlačení:

$$p_D = 100 \text{ MPa viz. []}$$

$$p \leq p_D$$

$$p = \frac{F}{2 \cdot a \cdot d_{\xi}}$$

$$p = \frac{9927,7}{2 \cdot 7 \cdot 25}$$

$$p = 28 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_D$$

$$28 < 100$$

VYHOVUJE

4.5 Návrh a kontrola ložisek

4.5.1 Návrh a kontrola ložisek na ose svodové kladky

Na ose svodové kladky volím z katalogu ISB [10] jednořadé kuličkové ložisko 6006. Potřebné parametry ložiska:

$$C_{01} = 8200 \text{ N}$$

$$C_1 = 13500 \text{ N}$$

kde:

C_{01} - statická únosnost ložiska

C_1 - dynamická únosnost ložiska

Síla působící na jedno ložisko F_l [N]:

$$F_l = \frac{F}{2}$$

$$F_{l1} = \frac{5097,15}{2}$$

$$F_{l1} = 2548,6 \text{ N}$$

kde:

F - maximální zatížení lana

4.5.2 Statická kontrola:

Volím součinitel statické bezpečnosti $s_{0min} = 1$.

$$s_0 = \frac{C_{01}}{F_{l1}} \geq s_{0min}$$

$$s_0 = \frac{8200}{2548,6}$$

$$s_0 = 3,2$$

$$s_0 \geq s_{0min}$$

$$3,2 > 1$$

VYHOVUJE

4.5.3 Výpočet životnosti ložiska svodové kladky

Trvanlivost ložiska v milionech otáček L_{101} [mil.ot]:

$$L_{101} = \left(\frac{C_1}{F_{l1}} \right)^q$$

$$L_{101} = \left(\frac{13500}{2548,6} \right)^3$$

$$L_{101} = 148,627 \text{ mil. ot}$$

kde:

q - exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem

Trvanlivost v provozních hodinách L_{10h1} [h]:

$$L_{10h1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_k} \cdot L_{10_1}$$
$$L_{10h1} = \frac{10^6}{60 \cdot 59,68} \cdot 148,627$$
$$L_{10h1} = 41506 \text{ h}$$

kde:

n_k - otáčky lanové kladky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]

4.5.4 Návrh a kontrola ložiska na ose bubnu

Na ose svodové kladky volím z katalogu ISB [10] naklápěcí ložiskové těleso UCFC 210. Potřebné parametry ložiska:

$$C_{02} = 22135 \text{ N}$$

$$C_2 = 33345 \text{ N}$$

kde:

C_{02} - statická únosnost ložiska

C_2 - dynamická únosnost ložiska

Síla působící na ložisko F_{l2} [N]:

$$F_{l2} = F$$
$$F_l = 5097,15$$

kde:

F - maximální zatížení lana

4.5.5 Statická kontrola:

Volím součinitel statické bezpečnosti $s_{0\min} = 1$.

$$s_0 = \frac{C_{02}}{F_{l2}} \geq s_{0min}$$

$$s_0 = \frac{22135}{5097,15}$$

$$s_0 = 4,3$$

$$s_0 \geq s_{0min}$$

$$4,3 > 1$$

VYHOVUJE

4.5.6 Výpočet životnosti ložiska svodové kladky

Trvanlivost ložiska v milionech otáček L_{102} [mil.ot]:

$$L_{10_2} = \left(\frac{C_2}{F_{l2}} \right)^q$$

$$L_{10_2} = \left(\frac{33345}{5097,15} \right)^3$$

$$L_{10_2} = 279,969 \text{ mil. ot}$$

kde:

q - exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem

Trvanlivost v provozních hodinách L_{10h2} [h]:

$$L_{10h_2} = \frac{10^6}{60 \cdot n_b} \cdot L_{10_2}$$

$$L_{10h_2} = \frac{10^6}{60 \cdot 30,8} \cdot 279,969$$

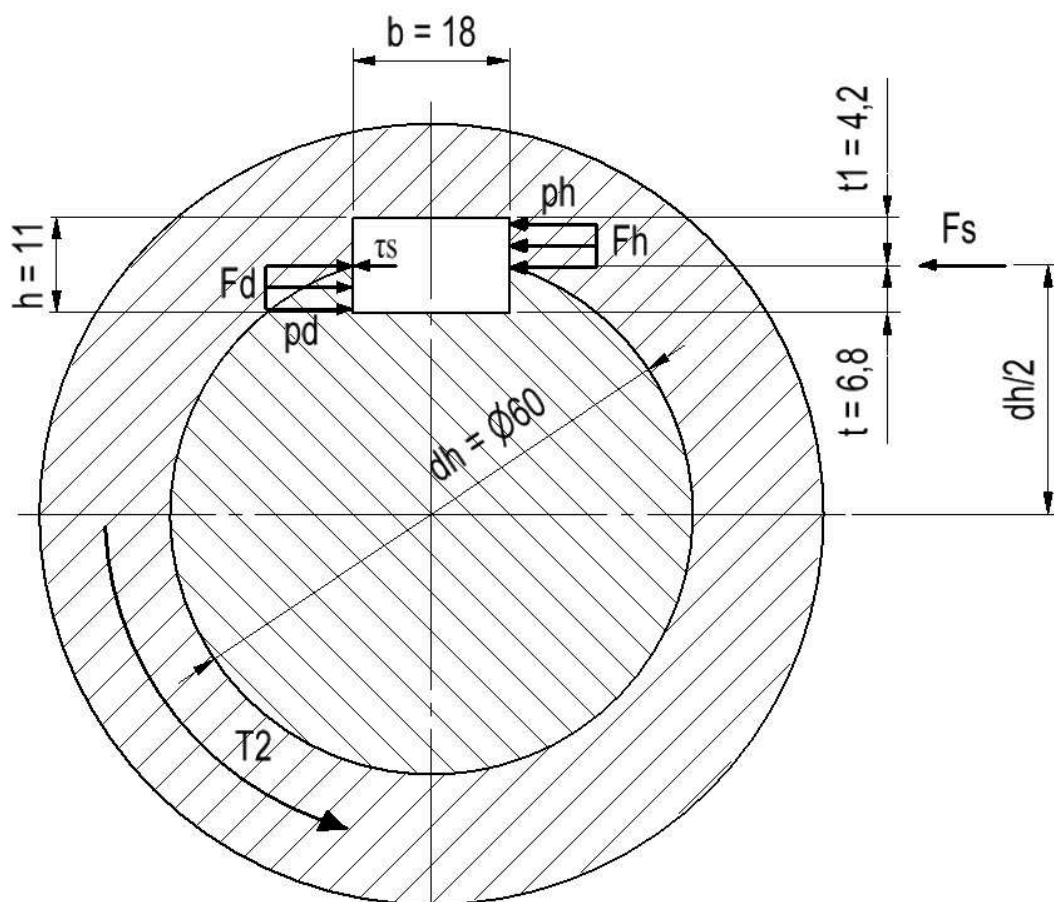
$$L_{10h_2} = 151498 \text{ h}$$

kde:

n_b - otáčky lanového bubnu [ot.min^{-1}]

4.6 Kontrola pera

Pomocí těsného pera převádíme točivý moment z hřídele převodovky na lanový buben. Volil jsem PERO 18e7x11x100 ČSN 02 2562 [11].



Obr. 32 Zatížení a rozměry těsného pera

4.6.1 Kontrola boků pera na otlačení

Výpočet zatěžující síly F_Z [N]:

$$F_Z = \frac{T_2}{\frac{d_o}{2} + \frac{t_1}{2}}$$

$$F_Z = \frac{1600}{\frac{0,060}{2} + \frac{0,0042}{2}}$$

$$F_Z = 49844,2 \text{ N}$$

kde:

T_2 - točivý moment převodovky [Nm]

d_o - průměr výstupní hřídele převodovky [m]

t_1 - hloubka drážky v náboji [m]

Předběžný výpočet délky pera l'_p [mm]:

Volím dovolené měrné otačení pro těsné pero a ocelový náboj $p_{Dh} = 125$ MPa dle [9].

$$\frac{F_z}{l'_p \cdot t_1} \leq p_{Dh}$$

$$l'_p \geq \frac{F_z}{p_{Dh} \cdot t_1}$$

$$l'_p \geq \frac{49844,2}{125 \cdot 4,2}$$

$$l'_p \geq 94,9 \text{ mm}$$

Volím délku pera $l_p = 100$ mm.

4.6.2 Kontrola pera na stříh:

Střížná síla F_S :

$$F_S = \frac{T_2}{\frac{d_o}{2}}$$

$$F_S = \frac{1600}{\frac{0,060}{2}}$$

$$F_S = 53333 \text{ N}$$

Kontrola:

$\tau_{Ds} = 30$ MPa dle. [9].

$$\tau_s \leq \tau_{Ds}$$

$$\tau_s \geq \frac{F_S}{l_p \cdot b}$$

$$\tau_s \geq \frac{53333}{100 \cdot 18}$$

$$\tau_s \geq 29,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_s \leq \tau_{Ds}$$

$$29,6 < 30$$

VYHOVUJE

4.7 Výpočet motoru

4.7.1 Výpočet výkonu motoru:

$$P_{teor} = F \cdot k_{zk} \cdot v$$

$$P_{teor} = 9810 \cdot 1,25 \cdot 0,25$$

$$P_{teor} = 3065,63 \text{ W}$$

Kde:

P_{teor} - teoretický potřebný výkon motoru [W]

F - maximální zatížení břemene

k_{zk} - koeficient přetížení při zkouškách (dle ČSN 91 8112)

v - maximální rychlost zdvihu břemene

4.7.2 Výpočet skutečného výkonu motoru:

$$P_{skut} = \frac{P_{teor}}{\eta}$$

$$P_{skut} = \frac{3065,63}{0,86}$$

$$P_{skut} = 3564,7 \text{ W} \Rightarrow 5,5 \text{ kW}$$

Volím elektromotor SIEMENS 1LA9113-4KA61-Z A11, na něm je namontovaná dvojité tichá divadelní brzda EMA-ELFA 2HPS14.BT20 (2x60Nm). Brzda má snímač stavu, páku pro ruční odbrzdění, a je připravena pro montáž IRC snímače.

4.8 Výpočet převodovky

4.8.1 Výstupní otáčky převodovky:

$$n_2 = \frac{2 \cdot v}{D_b \cdot \pi}$$

$$n_2 = \frac{2 \cdot 0,25}{0,31 \cdot \pi}$$

$$n_2 = 0,51 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow 30,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde:

n_2 - požadované výstupní otáčky převodovky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]

v - maximální rychlost zdvihu břemene [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

D_b - jmenovitý průměr bubnu [mm]

Převodový poměr:

$$i = \frac{n_m}{n_2}$$

$$i = \frac{1455}{30,8}$$

$$i = 47,24$$

Kde:

n_m - výstupní otáčky motoru [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$] (dle katalogu Siemens)

4.8.2 Výstupní moment převodovky:

$$M_{k2} = \frac{F}{2} \cdot r_b$$

$$M_{k2} = \frac{9810}{2} \cdot 0,31$$

$$M_{k2} = 1520,6 \text{ Nm}$$

Volím převodovku SIEMENS MOTOX ZF108-K4-113.

5 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout bodový tah s nosností 1000 kg dle zadaných parametrů a podmínek. Zařízení bylo navrženo v souladu s platnými normami. Tahová jednotka se skládá z pohonu, rámu s pojezdovými koly, lanového bubnu, převáděcího mechanismu včetně kladky, příslušenství a snímačů. Pohon tvoří elektromotor SIEMENS s dvojitou brzdou EMA ELFA a čelní převodovka FLENDER. Dvojitá brzda se skládá ze dvou brzd. Každá brzda je schopna zařízení zabrzdit při plném zatížení a plné rychlosti. Rám tahu představují dva ocelové plechy s osazením pro ložiska, výztuhy a pojezdový vozík. Na rámu jsou přišroubovány také příložky bubnu, které brání přeskočení lana, konzoly pro ARC snímač a koncový vřetenový spínač. Lanový buben je svařenec trubky, dvojice vík a průběžné hřídele. Trubka je opatřena drážkou pro ukládání lana a závitovými otvory pro lanové příložky. Konce hřídele jsou obrobeny na průměr ložisek a převodovky. Lanový buben je vetknut mezi plechy s ložiskovými domky a na něj je letmo nasunuta převodovka. Reakci zachycuje příruba převodovky. Součástí tahové jednotky je i převáděcí mechanismus, který zajišťuje neměnnou trajektorii lanového výstupu. Konec hřídele lanového bubnu je osazen řetězovým kolem, které pomocí řetězu otáčí řetězovým kolem trapézového šroubu. Řetězový převod je vybaven řetězovým napínákem. Trapézový šroub následně pohybuje vozíkem s kladkou, který jezdí v lineárním vedení. Lanový výstup jde tedy z bubnu na pohyblivou kladku. Tím je dosaženo ideálního náběhu lan a neměnné trajektorie lanového výstupu. Svodová kladka je uložena na tenzometrickém čepu.

6 Použitá literatura:

- [1] MOTOR-GEAR a.s.: Elektromotory. In: [online]. [cit. 2013-05-13]. Dostupné z: <http://www.motorgear.cz>
- [2] Cantoni Group. In: [online]. [cit. 2013-05-09]. Dostupné z: http://www.cantonigroup.com/pl/components/ema_elfa/series/352/2hpsbt-cicha-praca-/
- [3] KÜBLER-IRC-8.5020.D814.2048. [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.kubler.cz/>
- [4] SICK-ARC-AFM60E-BHAA004096. [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <https://www.mysick.com/eCatSEO.aspx?go=DataSheet&Cat=Row&At=Fa&Cult=German&ProductID=68399&Category=Produktfinder>
- [5] OSCAR. [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.terceska.cz/czech/product.php?product=oscar>
- [6] TECSIS. [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.tecsis.de/en/products/force/products/load-pins/load-pins-standard/load-pins-standard/>
- [7] POLÁK, J., SLÍVA, A.. *Dopravní a manipulační zařízení III*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 133 s. ISBN 978-80-248-0963-2.
- [8] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.
- [9] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [10] ISB-Ložiska. [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.k2industry.cz/znacky/isb-loziska/>
- [11] ČSN EN ISO 13849-1. *Bezpečnost strojních zařízení - Bezpečnostní části ovládacích systémů - Část 1: Všeobecné zásady pro konstrukci*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2008.
- [12] ČSN 918112. *Jevištní technologická zařízení – Bezpečnostně technické požadavky*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1993.

- [13] DIN 56950. Entertainment technology - Machinery installations - Safety requirements and inspections. Berlín, Alleinverkauf der Normen durch Beuth Verlag GmbH.
- [14] ČSN 27 0100. Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT
- [15] ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana: Zdvihací zařízení.* Praha: Český normalizační institut, 1957

7 Seznam příloh

Výkresy:

- 1 - VSB - 001 - Dispozice bodového tahu 1000 kg + pojezd
- 1 - VSB - 002 - Dispozice bodového tahu 1000 kg
- 2 - VSB - 003 - Pojízdná část
- 2 - VSB - 004 - Svařenec pojízdné části (2 listy)

Bakalářská práce a výkresová dokumentace v elektronické podobě na CD.